

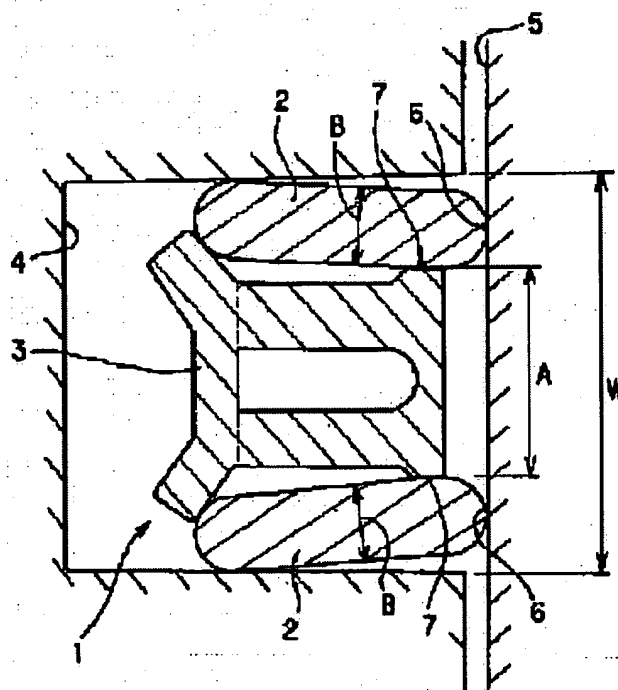
**COMBINATION OIL RING**

**Patent number:** JP2001082605  
**Publication date:** 2001-03-30  
**Inventor:** TAKEUCHI KOJI; HANAI ISAMU  
**Applicant:** NIPPON PISTON RING CO LTD  
**Classification:**  
- International: *F02F5/00; F16J9/06; F02F5/00; F16J9/00; (IPC1-7): F16J9/06; F02F5/00*  
- european:  
**Application number:** JP19990262428 19990916  
**Priority number(s):** JP19990262428 19990916

Report a data error here

**Abstract of JP2001082605**

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To prevent occurrence of abnormal noise during action of an internal combustion engine. **SOLUTION:** With a side clearance  $S (=W-A-2B)$  with a range of 0.030-0.10 mm that is represented by a width  $W$  of a ring groove 4 in which this combination oil ring 1 is installed, a length  $A$  between protruded parts 7 of a spacer expander 3 as a support point of side rails 2, and a thickness  $B$  of the side rail 2, an outer circumferential surface form of the side rail 2 is set in such a way that a barrel height is 0.002-0.011 mm or 0.003-0.012 mm when an evaluation position inside the outermost circumferential surface is 0.15 mm or 0.20 mm by chord length, and/or an effective width of the protruded part 7 is the spacer expander 3 as the support point of the side rail 2 is 0.30 mm or less.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2001-82605

(P2001-82605A)

(43) 公開日 平成13年3月30日 (2001.3.30)

(51) IntCl. <sup>7</sup>	識別記号	F I	テマコード (参考)
F 1 6 J 9/06		F 1 6 J 9/06	B 3 J 0 4 4
F 0 2 F 5/00		F 0 2 F 5/00	C

審査請求 未請求 請求項の数 5 O L (全 6 頁)

(21) 出願番号 特願平11-262428

(22) 出願日 平成11年9月16日 (1999.9.16)

(71) 出願人 390022806

日本ピストンリング株式会社

埼玉県与野市本町東5丁目12番10号

(72) 発明者 竹内 康二

埼玉県与野市本町西5丁目2番6号 日本

ピストンリング株式会社与野工場内

(72) 発明者 花井 勇

埼玉県与野市本町西5丁目2番6号 日本

ピストンリング株式会社与野工場内

(74) 代理人 100083839

弁理士 石川 泰男

Fターム (参考) 3J044 AA05 CA06 CB01 CB21 CB31

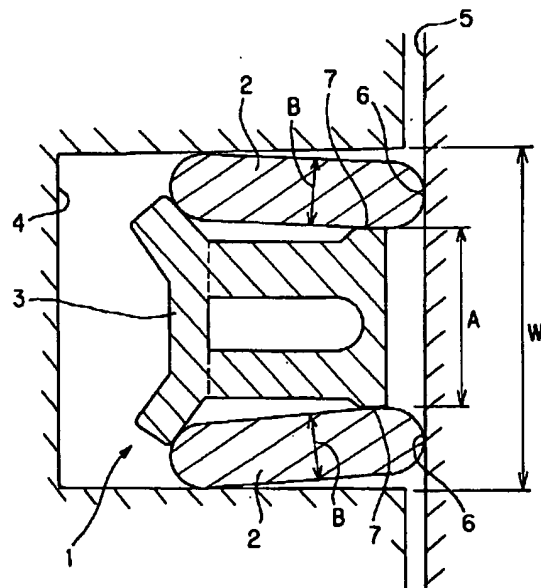
DA09

(54) 【発明の名称】 組合せオイルリング

(57) 【要約】

【課題】 内燃機関の動作中の異音の発生を防止することを目的とした組合せオイルリングを提供する。

【解決手段】 組合せオイルリング1が装着されるリング溝4の幅Wと、サイドレール支点となるスパーサエキスパンダ3の突起部7間の長さAと、サイドレール2の厚さBとで表されるサイドクリアランスS ( $=W-A-2B$ ) を0.030~0.10mmの範囲内とし、さらに、(イ) 最外周面より内方の評価位置を弦長さCで0.15mmまたは0.20mmの位置としたときに、それぞれのバレル高さHが0.002~0.011mmまたは0.003~0.012mmとなるようにサイドレール2の外周面形状を設定すること、(ロ) サイドレール2の支点となるスパーサエキスパンダ3の突起部7の有効幅を0.30mm以下とすること、の何れか一方または両方を備える組合せオイルリング1によって、上記課題を解決する。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 バレル形状の外周面を有する一対のサイドレールと、当該サイドレールをシリンダの内周面とリング溝の内側面とに押圧するスペーサエキスパンダとからなる組合せオイルリングにおいて、

前記組合せオイルリングが装着されるリング溝の幅Wと、前記サイドレールの支点となるスペーサエキスパンダの突起部間の長さAと、前記サイドレールの厚さBとによって表されるサイドクリアランス $S (=W-A-2B)$ が、0.030～0.10mmの範囲内であり、前記サイドレールの外周面形状は、最外周面より内方の評価位置を弦長さCで0.15mmの位置としたときに、バレル高さHが0.002～0.011mmであることを特徴とする組合せオイルリング。

【請求項2】 バレル形状の外周面を有する一対のサイドレールと、当該サイドレールをシリンダの内周面とリング溝の内側面とに押圧するスペーサエキスパンダとからなる組合せオイルリングにおいて、

前記組合せオイルリングが装着されるリング溝の幅Wと、前記サイドレールの支点となるスペーサエキスパンダの突起部間の長さAと、前記サイドレールの厚さBとによって表されるサイドクリアランス $S (=W-A-2B)$ が、0.030～0.10mmの範囲内であり、前記サイドレールの外周面形状は、最外周面より内方の評価位置を弦長さCで0.20mmの位置としたときに、バレル高さHが0.003～0.012mmであることを特徴とする組合せオイルリング。

【請求項3】 バレル形状の外周面を有する一対のサイドレールと、当該サイドレールをシリンダの内周面とリング溝の内側面とに押圧するスペーサエキスパンダとからなる組合せオイルリングにおいて、

前記組合せオイルリングが装着されるリング溝の幅Wと、前記サイドレールの支点となるスペーサエキスパンダの突起部間の長さAと、前記サイドレールの厚さBとによって表されるサイドクリアランス $S (=W-A-2B)$ が、0.030～0.10mmの範囲内であり、前記サイドレールの支点となる前記スペーサエキスパンダの突起部の有効幅Dが、0.30mm以下であることを特徴とする組合せオイルリング。

【請求項4】 前記サイドレールの外周面形状は、最外周面より内方の評価位置を弦長さCで0.15mmの位置としたときに、バレル高さHが0.002～0.011mmであることを特徴とする請求項3に記載の組合せオイルリング。

【請求項5】 前記サイドレールの外周面形状は、最外周面より内方の評価位置を弦長さCで0.20mmの位置としたときに、バレル高さHが0.003～0.012mmであることを特徴とする請求項3に記載の組合せオイルリング。

【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、内燃機関のピストンに装着される組合せオイルリングに関し、更に詳しくは、内燃機関の動作中の異音の発生を防止した組合せオイルリングに関する。

## 【0002】

【従来の技術】オイルリングは、自動車をはじめとする多くのエンジン（内燃機関）に使用されている。そうしたオイルリングの一種に、一対のサイドレールとスペーサエキスパンダとからなる3ピースの組合せオイルリングがある。3ピースの組合せオイルリングは、内燃機関のピストンのリング溝に装着され、スペーサエキスパンダが、各々のサイドレールをシリンダの内周面とリング溝の内側面とに押圧付勢するように構成されている。

【0003】一方、内燃機関を有する自動車等には、近年高い静粛性や快音性が要求されている。こうした静粛性や快音性に関する研究として、3ピースのオイルリングのスティックスリップによる異音発生メカニズムに関する山本らの報告（山本、斉藤、小松、「オイルリングスティックスリップに関する一考察」、社団法人自動車技術会、学術講演会前刷集963、p. 61、1996-5）がある。この研究報告では、エンジン異音の発生原因をオイルリングのスティックスリップとしてとらえ、リング周りの摩擦系に関係する因子について考察している。ここでいうスティックスリップとは、組合せオイルリングを構成するサイドレールが上下の軸方向（図1を参照。）に振動する現象をいい、上記の研究報告は、こうしたスティックスリップと異音の発生メカニズムとの関係について考察している。

【0004】そうした研究に基づいて、従来は、サイドレールとスペーサエキスパンダとの寸法関係、例えば（イ）シリンダの内周面とスペーサエキスパンダとの間の距離について規定したり、（ロ）シリンダの内周面とサイドレールの突起部との位置関係について規定したり、（ハ）上記の（イ）と（ロ）の比率を規定したり、（ニ）サイドレールの表面処理について検討したりして解決を図っていた。

## 【0005】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、こうした対策によっても、異音の発生に関する問題を十分に解決するには至らなかった。

【0006】そこで、本発明は、内燃機関の動作中の異音の発生を防止することを目的とした組合せオイルリングを提供する。

## 【0007】

【課題を解決するための手段】請求項1の発明は、バレル形状の外周面を有する一対のサイドレールと、当該サイドレールをシリンダの内周面とリング溝の内側面とに押圧するスペーサエキスパンダとからなる組合せオイルリングにおいて、前記組合せオイルリングが装着される

リング溝の幅 $W$ と、前記サイドレールの支点となるスペーサエキスパンダの突起部間の長さ $A$ と、前記サイドレールの厚さ $B$ とによって表されるサイドクリアランス $S$  ( $=W-A-2B$ ) が、 $0.030\sim 0.10\text{mm}$ の範囲内であり、前記サイドレールの外周面形状は、最外周面より内方の評価位置を弦長さ $C$ で $0.15\text{mm}$ の位置としたときに、バレル高さ $H$ が $0.002\sim 0.011\text{mm}$ であることに特徴を有する。

【0008】この発明によれば、サイドクリアランス $S$ を、 $0.030\sim 0.10\text{mm}$ の範囲内とするので、サイドレールの軸方向の動きを小さくして、スティックスリップ振幅を小さくすることができる。さらに、サイドレールの外周面形状を、最外周面より内方の評価位置を弦長さ $C$ で $0.15\text{mm}$ の位置としたときに、バレル高さ $H$ が $0.002\sim 0.011\text{mm}$ となるように設定するので、サイドレールとシリンダの内周面との摩擦力を小さくすることができる。このように、スティックスリップ振幅と摩擦力を小さくすることによって、スティックスリップ振幅に基づく異音の発生を防止することができる。

【0009】請求項2の発明は、バレル形状の外周面を有する一対のサイドレールと、当該サイドレールをシリンダの内周面とリング溝の内側面とに押圧するスペーサエキスパンダとからなる組合せオイルリングにおいて、前記組合せオイルリングが装着されるリング溝の幅 $W$ と、前記サイドレールの支点となるスペーサエキスパンダの突起部間の長さ $A$ と、前記サイドレールの厚さ $B$ とによって表されるサイドクリアランス $S$  ( $=W-A-2B$ ) が、 $0.030\sim 0.10\text{mm}$ の範囲内であり、前記サイドレールの外周面形状は、最外周面より内方の評価位置を弦長さ $C$ で $0.20\text{mm}$ の位置としたときに、バレル高さ $H$ が $0.003\sim 0.012\text{mm}$ であることに特徴を有する。

【0010】この発明によれば、サイドクリアランス $S$ を、 $0.030\sim 0.10\text{mm}$ の範囲内とするので、サイドレールの軸方向の動きを小さくして、スティックスリップ振幅を小さくすることができる。さらに、サイドレールの外周面形状を、最外周面より内方の評価位置を弦長さ $C$ で $0.20\text{mm}$ の位置としたときに、バレル高さ $H$ が $0.003\sim 0.012\text{mm}$ となるように設定するので、サイドレールとシリンダの内周面との摩擦力を小さくすることができる。このように、スティックスリップ振幅と摩擦力を小さくすることによって、スティックスリップ振幅に基づく異音の発生を防止することができる。

【0011】請求項3の発明は、バレル形状の外周面を有する一対のサイドレールと、当該サイドレールをシリンダの内周面とリング溝の内側面とに押圧するスペーサエキスパンダとからなる組合せオイルリングにおいて、前記組合せオイルリングが装着されるリング溝の幅 $W$

と、前記サイドレールの支点となるスペーサエキスパンダの突起部間の長さ $A$ と、前記サイドレールの厚さ $B$ とによって表されるサイドクリアランス $S$  ( $=W-A-2B$ ) が、 $0.030\sim 0.10\text{mm}$ の範囲内であり、前記サイドレールの支点となる前記スペーサエキスパンダの突起部の有効幅 $D$ が、 $0.30\text{mm}$ 以下であることに特徴を有する。

【0012】この発明によれば、サイドクリアランス $S$ を、 $0.030\sim 0.10\text{mm}$ の範囲内とするので、サイドレールの軸方向の動きを小さくして、スティックスリップ振幅を小さくすることができる。さらに、サイドレールの支点となるスペーサエキスパンダの突起部の有効幅 $D$ を $0.30\text{mm}$ 以下とするので、サイドレールがシリンダの内周面に押圧される際の安定性が向上し、シリンダの内周面との摩擦力を小さくすることができる。このように、スティックスリップ振幅と摩擦力を小さくすることによって、スティックスリップ振幅に基づく異音の発生を防止することができる。

【0013】請求項4の発明は、請求項3に記載の組合せオイルリングにおいて、前記サイドレールの外周面形状は、最外周面より内方の評価位置を弦長さ $C$ で $0.15\text{mm}$ の位置としたときに、バレル高さ $H$ が $0.002\sim 0.011\text{mm}$ であることに特徴を有する。また、請求項5の発明は、請求項3に記載の組合せオイルリングにおいて、前記サイドレールの外周面形状は、最外周面より内方の評価位置を弦長さ $C$ で $0.20\text{mm}$ の位置としたときに、バレル高さ $H$ が $0.003\sim 0.012\text{mm}$ であることに特徴を有する。

【0014】これらの発明によれば、最外周面より内方の評価位置を弦長さ $C$ で $0.15\text{mm}$ または $0.20\text{mm}$ の位置としたときに、それぞれのバレル高さ $H$ が $0.002\sim 0.011\text{mm}$ または $0.003\sim 0.012\text{mm}$ となるようにサイドレールの外周面形状を設定するので、サイドレールとシリンダの内周面との摩擦力を小さくすることができる。このように、スティックスリップ振幅と摩擦力を小さくすることによって、スティックスリップ振幅に基づく異音の発生を防止することができる。

【0015】

【発明の実施の形態】以下に、本発明について図面を参照しつつ説明する。

【0016】図1は、本発明の組合せオイルリング1の一例を示す断面図であり、図2は、本発明の組合せオイルリング1を構成するサイドレール2のバレル部6の形状の一例を示す断面図であり、図3は、本発明の組合せオイルリング1を構成するスペーサエキスパンダ3のサイドレール支点となる突起部7の形状の一例を示す断面図である。

【0017】組合せオイルリング1は、図1に示すように、スペーサエキスパンダ3とサイドレール2とからな

り、内燃機関のピストンのリング溝4に装着される。このスパーサエキスパンダ3は、バレル形状の外周面を有する一対のサイドレール2をシリンダの内周面5とリング溝4の内側面とに押圧付勢するように構成されている。

【0018】本発明の組合せオイルリング1は、組合せオイルリング1が装着されるリング溝4の幅Wと、サイドレール2の支点となるスパーサエキスパンダ3の突起部7間の長さAと、サイドレール2の厚さBとで表されるサイドクリアランスS ( $=W-A-2B$ ) を0.030~0.10mmの範囲内に規定し、さらに、(イ)最外周面より内方の評価位置を弦長さCで0.15mmまたは0.20mmの位置としたときに、それぞれのバレル高さHが0.002~0.011mmまたは0.003~0.012mmとなるようにサイドレール2の外周面形状を設定すること、(ロ)サイドレール2の支点となるスパーサエキスパンダ3の突起部7の有効幅Dを0.30mm以下とすること、の何れか一方または両方を備えている。

【0019】サイドクリアランスS ( $=W-A-2B$ ) は、サイドレール2がリング溝4内で上下に動くことができる許容量を表している。従って、このサイドクリアランスSを0.030~0.10mmの範囲内に規定することにより、サイドレール2が上下の軸方向に動くのを抑制し、サイドレール2のスティックスリップ振幅を小さくすることができる。その結果、組合せオイルリング1からの異音の発生を防止することができる。なお、サイドクリアランスSを、0.04~0.08mmの範囲内にすることがより好ましい。サイドクリアランスSが0.030mm未満の場合には、サイドレール2の軸方向の動きが小さくなりすぎて、上下面でのシール性が悪化したり、メカニカルスティックを発生するおそれがある。一方、サイドクリアランスSが0.10mmを超えると、サイドレール2の軸方向の動きが大きくなるので、スティックスリップ振幅を小さくすることができない。そのため、組合せオイルリング1からの異音の発生を十分に防止することができない。

【0020】組合せオイルリング1の異音の発生防止策として、上述したように、最外周面より内方の評価位置を弦長さCで0.15mmの位置としたときに、バレル高さHが0.002~0.011mmとなるように、サイドレール2の外周面形状を設定し、または、最外周面より内方の評価位置を弦長さCで0.20mmの位置としたときに、バレル高さHが0.003~0.012mmとなるように、サイドレール2の外周面形状を設定する。すなわち、本発明においては、サイドレール2の最外周面より内方に弦長さCで0.15mmまたは0.20mmの位置となる位置を評価位置とし、その評価位置から最外周面先端までの高さをバレル高さHとし、そのバレル高さHを所定の範囲内とすることによって、サイ

ドレール2のバレル部6の外周面形状を規定している。評価位置を弦長さCで0.15mmまたは0.20mmの位置としたのは、実状の評価に即しているため便利だからである。通常、弦長さC0.15mmの位置での評価は、サイドレール2の厚さBが0.3~0.5mm程度の比較的薄い場合に適用され、弦長さC0.20mmの位置での評価は、サイドレール2の厚さBが0.4~0.6mm程度の比較的厚い場合に適用されるが、必ずしもそうした厚さBの範囲に限定されるものではない。これらの場合において、バレル高さHがそれぞれの弦長さCで規定された最大値よりも大きい場合には、サイドレール2とシリンダの内周面5との摩擦力が大きくなって、異音が発生するおそれがある。一方、バレル高さHがそれぞれの弦長さCで規定された最小値よりも小さい場合には、潤滑油の消費量が増大するおそれがある。

【0021】本発明において、弦長さCが0.15mmまたは0.20mmの位置でのバレル高さHは、図2に示すように、サイドレール2の外周面の形状によって異なる。バレル高さHが小さい程、すなわち図2の(a)~(c)の順になる程、サイドレール2とシリンダの内周面5との摩擦力がより小さくなる傾向となる。そのため、本発明においては、図2(c)のように、バレル高さHが小さい程、異音の発生防止の点では好ましい。また、バレル部6は、図2に示すように、なだらかな曲面形状または円弧状で形成されている。

【0022】これに対して、従来のバレル部6の形状は、先端が突出したバレル形状となっており、サイドレール先端のバレル部6とシリンダの内周面5との摩擦力が大きく、スティックスリップ振幅に基づく異音の発生が起こり易い形状であったが、本発明では、サイドレール先端のバレル部6とシリンダの内周面5との摩擦力が小さくなるので、スティックスリップ振幅に基づく異音の発生を防止することができる。

【0023】さらに、組合せオイルリング1の異音の発生防止策として、上述したように、サイドレール2の支点となるスパーサエキスパンダ3の突起部7の有効幅Dを、サイドレール2の板厚Bの2分の1以下、具体的には0.30mm以下で好ましくは0.20mm以下とするように設定する。従来の突起部7は、有効幅Dがサイドレール2の板厚B程度、例えば0.60mm程度であったので、サイドレール2が突起部7の内周側で支持されるために、安定した支点として作用し得なかったが、本発明では、シリンダの内周面5を押圧するサイドレール2の安定性が向上するので、サイドレール2とシリンダの内周面5との摩擦力が小さくなり、異音の発生を防止することができる。

【0024】

【実施例】以下に、実施例と比較例によって本発明をさらに具体的に説明する。

(実施例1) 先ず、一対のサイドレール2、2として、

厚さB0.6mmで、弦長さCが0.20mmの評価位置でバレル高さHが0.007mmの外周面形状を有するものを使用した。サイドレール2の支点となるスペーサエキスパンダ3は、突起部間の長さAが2.75mmのものを使用した。こうして構成した本発明の組合せオイルリング1を、リング溝の幅Wが4.03mmのピストンに装着した。これらによって表されるサイドクリアランスSは、0.08mmであった。

【0025】次に、一対のサイドレール2、2として、厚さB0.5mmで、弦長さCが0.20mmの評価位置でバレル高さHが0.013mmの外周面形状を有するものを使用した。サイドレール2の支点となるスペーサエキスパンダ3は、突起部間の長さAが1.91mmのものを使用した。こうして構成した従来型の組合せオイルリング1を、リング溝の幅Wが3.03mmのピストンに装着した。これらによって表されるサイドクリアランスSは、0.12mmであった。

(実施例2) 先ず、一対のサイドレール2、2として、厚さB0.4mmで、弦長さCが0.15mmの評価位置でバレル高さHが0.008mmの外周面形状を有するものを使用した。サイドレール2の支点となるスペーサエキスパンダ3は、突起部間の長さAが1.96mmのものを使用した。こうして構成した本発明の組合せオイルリング1を、リング溝の幅Wが2.83mmのピストンに装着した。これらによって表されるサイドクリアランスSは、0.07mmであった。

【0026】次に、一対のサイドレール2、2として、厚さB0.4mmで、弦長さCが0.15mmの評価位置でバレル高さHが0.013mmの外周面形状を有するものを使用した。サイドレール2の支点となるスペーサエキスパンダ3は、突起部間の長さAが1.61mmのものを使用した。こうして構成した従来型の組合せオイルリング1を、リング溝の幅Wが2.53mmのピストンに装着した。これらによって表されるサイドクリアランスSは、0.12mmであった。

(異音発生状況の測定と結果) 異音発生状況の測定は、弦長さCが0.20mmの評価位置でバレル高さHが規定される実施例1の組合せオイルリング1の場合には、最高出力が105KW-6000rpmで排気量が2000cc (シリンダー内径85mm) のエンジンを用い、弦長さCが0.15mmの評価位置でバレル高さHが規定される実施例2の組合せオイルリング1の場合には、最高出力が75KW-6000rpmで排気量が1

500cc (シリンダー内径76mm) のエンジンを用いた。測定と評価は、何れも約800rpmのアイドリング運転時での異音の発生の有無により行った。

【0027】実施例1および実施例2の本発明の組合せオイルリング1を用いた場合には、異音の発生は認められなかった。しかし、実施例1および実施例2の従来型の組合せオイルリング1を用いた場合には、異音の発生が確認された。

【0028】

【発明の効果】以上説明したように、本発明によれば、サイドレールの軸方向の動きを小さくすること、サイドレールとシリンダの内周面との摩擦力を小さくすること、サイドレールがシリンダの内周面に押圧される際の安定性を向上させてシリンダの内周面との摩擦力を小さくすること、によって、スティックスリップ振幅に基づく異音の発生を防止することができる。そのため、このような組合せオイルリングを使用する内燃機関は、高い静粛性と快音性を達成することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の組合せオイルリングの一例を示す断面図である。

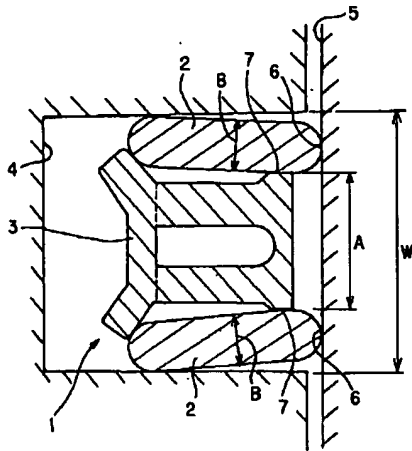
【図2】本発明の組合せオイルリングを構成するサイドレールのバレル部の形状の一例を示す断面図である。

【図3】本発明の組合せオイルリングを構成するスペーサエキスパンダのサイドレール支点となる突起部の形状の一例を示す断面図である。

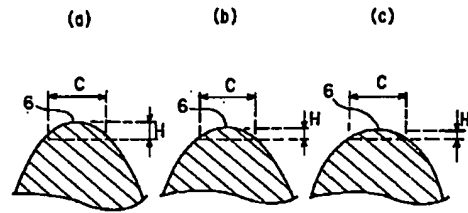
【符号の説明】

- 1 組合せオイルリング
- 2 サイドレール
- 3 スペーサエキスパンダ
- 4 リング溝
- 5 シリンダの内周面
- 6 バレル部
- 7 突起部
- 8 サイドレール押圧部
- W リング溝の幅
- A サイドレール支点となるスペーサエキスパンダの突起部間の長さ
- B サイドレールの厚さ
- C 所定位置の弦長さ
- D スペーサエキスパンダの突起部の有効幅
- S サイドクリアランス
- H バレル高さ

【図1】



【図2】



【図3】

